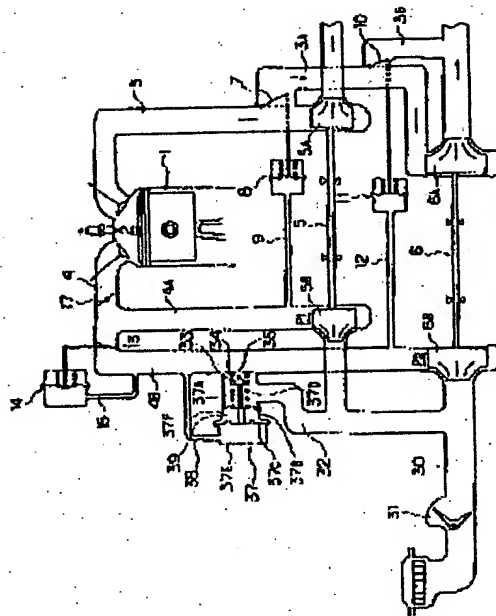


Patent number: JP61182421
 Publication date: 1986-08-15
 Inventor: HANDA OSATOSHI
 Applicant: NISSAN MOTOR
 Classification:
 - international: F02B37/00; F02B37/00; (IPC1-7): F02B37/00
 - european:
 Application number: JP19850021186 19850206
 Priority number(s): JP19850021186 19850206

Report a data error here

Abstract of JP61182421

PURPOSE: To prevent the reduction of torque in acceleration process by forming an intake recirculation passage having a recirculation valve for returning a portion of the supercharged gas into the inlet side of a compressor in one suction passage onto the upstream side of a confluence valve installed into the confluence part on the downstream side of each compressor in two intake passages. **CONSTITUTION:** The captioned engine is equipped with the first supercharger 5 equipped with the first turbine 5A installed into an exhaust passage 3 and the second supercharger 6 equipped with the second turbine 6A installed into a bypass passage 3A of the first turbine 5A. Into the second intake passage 4B on the upstream side from a confluence valve 13 installed at the confluence part of the first and the second intake passages 4A and 4B on the downstream side from the compressor 5B and 6B of the superchargers 5 and 6, a recirculation passage 32 for returning a portion of the discharge air of the second compressor 6B into the inlet side of the compressor 6B is installed. An intake recirculation valve 33 which is closed when the discharge pressure of the second compressor 6B reaches the equal discharge pressure of the first compressor 5B is installed into the passage 32.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-182421

⑬ Int. Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和61年(1986)8月15日

F 02 B 37/00

B-6657-3G

審査請求 未請求 発明の数 1 (全6頁)

⑮ 発明の名称 複数のターボ過給機を備えた機関

⑯ 特 願 昭60-21186

⑰ 出 願 昭60(1985)2月6日

⑱ 発 明 者 半 田 統 敏 横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 後藤 政喜 外1名

明 細 書

発明の名称

複数のターボ過給機を備えた機関

特許請求の範囲

機関排気通路に介装される第1タービンと、この第1タービンと同軸に連結され吸気を過給する第1コンプレッサとからなる第1ターボ過給機と、前記第1タービンの排気バイパス通路に介装される第2タービンと、この第2タービンと同軸に連結され吸気を過給する第2コンプレッサとからなる第2ターボ過給機とを備え、第1コンプレッサを介装した第1吸気通路と第2コンプレッサを介装した第2吸気通路とを各コンプレッサの下流にて合流させるとともに、前記合流部と第2コンプレッサとの間に位置して第2吸気通路の途中に第2コンプレッサの吐出圧が第1コンプレッサの吐出圧と同程度に達したときに閉く合流弁を介装したターボ過給装置において、前記第2吸気通路の合流弁よりも上流側から第2コンプレッサの入口側へと第2コンプレッサの吐出空気の一部を還流

する吸気還流通路を形成するとともに、この吸気還流通路の途中に第2コンプレッサの吐出圧が第1コンプレッサの吐出圧と同程度に達したときに閉じる吸気還流弁を介装したことを特徴とする複数のターボ過給機を備えた機関。

発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、内燃機関の排気圧力を動力源として吸気を加圧供給するターボ過給機を複数個設けたターボ過給機関に関する。

(従来の技術)

機関出力や燃費の向上を目指してターボ過給機を備えた車両用内燃機関が増えつつあるが、車両用機関ではターボ過給機の動力源となる排気の流量変動幅が大きいので、単一のターボ過給機では機関とのマッチングが難しく、例えば低速回転域からの加速時など、過渡的な運転状態で十分にその能力を発揮させるのが困難になる場合がある。このような観点から、例えば実開昭59-114423号に見られるように、主に機関の加速性能を改善する

ことを狙いとして複数のターボ過給機を設けたものが提案されている。この装置では、第1ターボ過給機の過給圧の立ち上がりが重要であり、このため第1ターボ過給機を小型化し、低速回転域では第1ターボ過給機にてまず過給圧を設定過給圧にまで応答良く上昇させ、当該過給圧に達した後は比較的容量の大きい第2ターボ過給機も作動させて中高速回転域での過給効果を確保するようにしている。

これを第3図に示すと、図中、第1ターボ過給機5は機関本体1の燃焼室2に連通する排気通路3に介装される第1タービン5Aと、第1吸気通路4Aに介装される第1コンプレッサ5Bと、これらを直結する回転軸5Cとから構成される。第1タービン5A上流の排気通路3からはこのタービン5Aを迂回して排気を流す第1排気バイパス弁7が介装される。

第2ターボ過給機6は第1排気バイパス通路3Aに介装される第2タービン6Aと、第2吸気通

の弁開度を増大するようになっている。

第1、第2の吸気通路4A、4Bは途中で合流して機関吸気マニフォールド16に接続しており、コンプレッサ6B側である第2の吸気通路4Bは前記合流部の付近に位置して介装された合流弁13を介して開閉されるようになっている。

この合流弁13は、排気バイパス弁7、10と同様ダイヤフラムアクチュエータ14にて駆動され、即ち、ダイヤフラム14Aにて区画される圧力室14Cに圧力通路15を介して前記P2を導くとともに、常時はスプリング14Bの図中左方への付勢力によりダイヤフラム14Aに連結されたリンク(ロッド14D、14Eにて構成される)を介して合流弁13Aを開閉させており、過給圧P2が所定値を越えると、ダイヤフラム14Aがスプリング14Bに抗してロッド14Dを右方に移動し、合流弁13Aを開弁するとともにその弁開度を増大するようになっている。なお、17は吸気絞り弁、18は吸気弁、19は排気弁、20はピストン、21は点火栓である。

路4Bに介装される第2コンプレッサ6Bと、これらを直結する回転軸6Cとから構成される。第2ターボ過給機6についても第2タービン6A上流の第1排気バイパス通路3Aから、このタービン6Aを迂回して排気を流す第2排気バイパス通路3Bが分岐され、その途中に第2排気バイパス弁10が介装される。

排気バイパス弁7、10は共にダイヤフラムアクチュエータ8、11にて駆動される。即ち、ダイヤフラム8A、11Aにて区画される圧力室8C、11Cに圧力通路9、12を介して第1、第2コンプレッサ5B、6Bによって発生される過給圧P1、P2を導くとともに、常時はスプリング8B、11Bによってダイヤフラム8A、11Aに連結されたロッド8D、11Dを図で左方に付勢して排気バイパス弁7、10を開弁させている。過給圧P1、P2が所定値を越えると、ダイヤフラム8A、11Aがスプリング8B、11Bの負荷に抗してロッド8D、11Dを右方に移動し、排気バイパス弁7、10を開弁するとともに、そ

機関の排気流量が比較的少ない低速運転域では、燃焼室2からの排気は排気通路3を介して第1タービン5Aに供給され、この排気エネルギーにより第1タービン5Aが回転駆動される。このタービン5Aの回転力によりこれと直結した第1コンプレッサ5Bが駆動され、これにより吸気通路4Aの空気が加圧され吸気マニフォールド16を介して燃焼室2に圧送される。

この状態では過給圧P1は低くバイパス弁7は全閉位置にあり、このため第2タービン6Aには排気が供給されず、第2ターボ過給機6は作動を休止している。また第2ターボ過給機6の作動休止により、過給圧P2はほぼ大気圧であり、第2の排気バイパス弁10及び吸気合流弁13は全閉位置に保たれる。

この状態から機関回転数の上昇により排気流量及び圧力が増すと第1コンプレッサ5Bの回転数の増大により過給圧P1が高くなり、これが所定値を越えると、この圧力に応動するアクチュエータ8により排気バイパス弁7が開弁して、排気の

一部を第1排気バイパス通路3Aに逃がし始める。このバイパス排気は第2タービン6Aに供給され、第2タービン6A、第2コンプレッサ6Bを回転駆動させる。このため第2コンプレッサ6Bは過給圧P2を高める。これにより過給圧P2がほぼP1と同程度に達すると吸気合流弁13が開弁し、第2コンプレッサ6Bにて加圧された空気が第1コンプレッサ5Bにて加圧された空気に合流して燃焼室2に供給される。なお、過給圧P2が所定値を超えると、この圧力により第2排気バイパス弁10が開弁して第2タービン6Aに向かう排気の一部を第2排気バイパス通路3Bに逃がすため、過給圧P2の最大値は排気バイパス弁10の開弁圧により規制される。

このようにして、低速回転域では比較的少ない排気流量で高い効率を示す第1ターボ過給機5を作動させ、中高速回転域では比較的大容量の第2ターボ過給機6をも作動させることにより、十分な過給効果を確認しつつ低速からの機関の加速性能を改善している。

排気通路に介装される第1タービンと、この第1タービンと同軸に連結され吸気を過給する第1コンプレッサとからなる第1ターボ過給機と、前記第1タービンの排気バイパス通路に介装される第2タービンと、この第2タービンと同軸に連結され吸気を過給する第2コンプレッサとからなる第2ターボ過給機とを備え、第1コンプレッサを介装した第1吸気通路と第2コンプレッサを介装した第2吸気通路とを各コンプレッサの下流にて合流させるとともに、前記合流部と第2コンプレッサとの間に位置して第2吸気通路の途中に第2コンプレッサの吐出圧が第1コンプレッサの吐出圧と同程度に達したときに開く合流弁を介装したターボ過給装置を前提として、前記第2吸気通路の合流弁よりも上流側から第2コンプレッサの入口側へと第2コンプレッサの吐出空気の一部を還流する吸気還流通路を形成するとともに、この吸気還流通路の途中に第2コンプレッサの吐出圧が第1コンプレッサの吐出圧と同程度に達したときに吸気還流通路を閉じる吸気還流弁を介装した。

(発明が解決しようとする問題点)

ところで、このような多段ターボ過給装置では、第2タービン6Aの回転上昇に伴ってコンプレッサ6Bの吐出圧が高まるが、合流弁13が開かれるまでは第2吸気通路4Bが高圧に保持されるのみで吐出空気の流量はゼロであるため、第2コンプレッサ6Bはサージ状態にある。従って、第4図に示したように第2コンプレッサ6Bは合流弁13が開かれた当初はサージ領域から実質的な過給動作に入ることになる。

このため、第1コンプレッサ5Bのみを介しての過給状態から第2コンプレッサ6Bによる過給が開始される過渡期において、過給圧が不安定になって機関がトルク変動を起こし、あるいはトルクの立ち上がり方が不連続的になるため円滑な加速性が得られないという問題を生じる。

この発明は、このような従来の問題を解決することを目的としている。

(問題点を解決するための手段)

上記目的を達成するためにこの発明では、機関

(作用)

上記構成によれば、第2コンプレッサの吐出圧が第1コンプレッサの吐出圧とほぼ等しくなるまでは合流弁が閉じ、かつ吸気還流弁は吸気還流通路を開いて第2コンプレッサの上下流間を連通している。このため、第2コンプレッサの作動開始当初から、その吐出空気の一部は吸気還流通路を介してコンプレッサ入口側に戻される。これにより、第2コンプレッサは所定の空気流量が確保されることから、常にサージ領域外で作動し得る。

吸気還流通路を介して入口側に還流されるのは第2コンプレッサの吐出空気のうちの一部であるから、第2タービンの回転がある程度上昇するとこれに伴って第2コンプレッサの吐出圧も上昇する。このようにして第2コンプレッサの吐出圧が第1コンプレッサの吐出圧と同程度にまで達すると、合流弁が開いて第2吸気通路を第1吸気通路に開放するとともに吸気還流弁は吸気還流通路を閉ざす。これにより第2コンプレッサの吐出空気の全量が第1コンプレッサからの吐出空気と合流

して機関に供給されることになるが、このとき上述したように第2コンプレッサはサージ領域外から実質的な過給を開始することになるので合流弁の開弁当初から効率の良い過給作用が行なわれ、従って加速過渡期にあっても良好なトルク特性が得られる。

次に、この発明の実施例を図面に基づいて説明する。なお、第3図と実質的に同一の部分には同一の符号を付して示すことにする。

(実施例)

第1図において、30はエアフローノーツ31が介装された入口側吸気通路で、この入口側吸気通路30はエアフローノーツ31の下流側でそれぞれ途中に第1、第2コンプレッサ5B、6Bが介在する第1、第2吸気通路4A、4Bに分岐している。32は第1コンプレッサ5Bの上流側で第1吸気通路4Aから分岐した吸気還流通路で、この吸気還流通路32は第2コンプレッサ6Bの下流側で第2吸気通路4Bに接続している。

吸気還流通路32の第2吸気通路4Bに面した

ンプレッサ6B下流側)の圧力P2に基づいて前記開弁付勢力に対抗する構成となっている。なお、ダイアフラム37Cと37Bとの間の部屋37Fは通孔39を介して大気に連通している。また、第1、第2ダイアフラム37B、37Cの受圧面積及びコイルスプリング37Dの張力は、詳しい作用については後述するが、圧力室37Eに作用する第2吸気通路4Bの圧力、すなわち第2コンプレッサ6Bの吐出圧P2が第1コンプレッサ5Bの吐出圧P1とはほぼ同一になったところで吸気還流弁33がシート34に着座して吸気還流通路32を閉ざすように設定されている。

その他の点については第3図と同様であるので、同一の部分に同一の符号を付してその説明を省略する。

次に、上記構成下での作用について説明する。

機関低速回転状態からスロットル(絞り弁17)をほぼ全開にすると、排気通路3を介して導入される多量の排気流により比較的小容量の第1ターボ過給機5が応答よく加速するため、その吐出圧

開口部には吸気還流弁33が離接する弁シート34が設けられており、前記吸気還流弁33を介して閉閉されるその導入口35は第2コンプレッサ6Bからの吐出空気のうち所定量のみが吸気還流通路32へと流入するようにやや絞られている。

吸気還流弁33は吸気還流通路32側から弁シート34に着座またはリフトするようにダイアフラムアクチュエータ37を介して駆動される。

ダイアフラムアクチュエータ37は吸気還流弁33にロッド37Aを介して接続する第1、第2のダイアフラム37B、37Cを有する。第1ダイアフラム37Bは比較的受圧面積が小さく、ロッド37A上で吸気還流弁33側に位置して吸気還流通路32の圧力を前方(吸気還流弁33側)から受けるとともに、シート34との間に介装されたコイルスプリング37Dの張力に基づいて吸気還流弁33を開弁方向に付勢している。これに対して第2ダイアフラム37Cは比較的受圧面積が大きく、その背後に面成された圧力室37Eに圧力通路38を介して導入された第2吸気通路4B(コ

P1が速やかに立ち上がる。このP1が所定の最大過給圧P1sに達するとダイアフラムアクチュエータ8が作動して第1排気バイパス弁7を開弁し始め、これにより第1排気バイパス通路3Aを介して比較的大容量の第2ターボ過給機6にも排気が供給され、そのタービン6Aが作動を開始するとともに第2コンプレッサ6Bの吐出圧P2が上昇してゆく。なお、このとき、第3図にて説明したようにP2がP1sと同程度になると合流弁13が開かれて第2コンプレッサ6Bを介しての吐出空気が機関に追加供給されることになるが、第1コンプレッサ5Bの最大吐出量は比較的少なく、またP2がP1sに達するまでにはある程度時間がかかるので、途中で機関の要求吸気流量が第1コンプレッサ5Bの吐出空気流量を上回り機関トルクが不足気味になる可能性がある。従って、このようなことのないように、第1コンプレッサ5Aの流量特性及びP1sは実験により適切に選定する必要がある。

一方、第2コンプレッサ6Bの吐出圧P2がP

1sに達するまでは、吸気還流弁33のアクチュエータ37はスプリング37Dの張力により還流弁33をリフトさせているので、吸気還流通路32への導入口35が閉いた状態にある。このため、第2コンプレッサ6Bを介して加圧された空気は、導入口35での絞りに応じて一部が第2吸気通路4Bから吸気還流通路32へと逃がされ、第2コンプレッサ6Bの入口側(入口側吸気通路30方向)へと還流される。

ただし、上述したように吸気還流通路32への吐出空気の導入量は導入口35を介して絞られることから、第2コンプレッサ6Bの回転がある程度上昇するとその吐出圧P2はやがてP1s程度に達する。P2がP1sに達すると、この圧力は圧力通路38を介してアクチュエータ37の圧力室37Eに導入されているので、比較的受圧面積の大きい第2ダイヤフラム37Cが第1ダイヤフラム37Bに作用するコンプレッサ入口側圧力とスプリング37Dとに抗して吸気還流弁33を弁シート34に着座させ、導入口35及び吸気還流

したように吸気還流弁33の駆動部として電磁アクチュエータ40を適用し、第2吸気通路4Dの圧P2を検出する圧力センサ41と、この検出結果に基づいて電磁アクチュエータ40を駆動する制御回路42とを設けて、圧力センサ41の検出値がP1s相当に達したところで吸気還流弁33を閉弁駆動するようにしてもよく、これにより過給圧の制御精度をさらに高めることができる。

また、この場合図示したようにダイヤフラムアクチュエータ14への圧力通路15の途中に電磁弁43を介装し、前記電磁アクチュエータ40の開弁作動と同時に電磁弁43を開いてアクチュエータ14を作動させる(即ち、合流弁13を開く)ようにしてもよい。さらに、合流弁13と吸気還流弁33とを互いに相反的に開閉する兼用の弁装置、即ち第2吸気通路4Bを開くと吸気還流通路32は閉じ、第2吸気通路4Bを閉じると吸気還流通路32を開くという作動をする単一の弁装置を構成することも可能であり、この場合そのアクチュエータも一個で間に合うため構造が簡潔になると

通路32を閉ざす。また同時に、アクチュエータ14が圧力通路15からのP2の作用に基づいて合流弁13を開弁駆動する。この間、第1コンプレッサ5Bの吐出圧P1は第1排気バイパス弁7の作動によりP1s程度に保たれる(第2コンプレッサ6Bの吐出圧P2も第2排気バイパス弁10の作動により最終的にはP1s程度に維持される)。

このようにして、第2コンプレッサ6Bの吐出圧が第1コンプレッサ5Bと等しくなったところで双方の吐出空気が機関1に供給されることになるわけであるが、このとき上述したように第1コンプレッサ5Bは吸気還流通路32への吸気還流によりある程度の流量が確保された状態から突発的な過給を開始するのでサージ領域からの過給が回避され、従って合流弁13が開いた当初から効率の良い過給効果が得られる。

ところで、上記実施例は吸気還流弁33の駆動部としてダイヤフラムアクチュエータ37を設けたものであるが、これに限らず例えば第2図に示

いう利点を生じる。

(発明の効果)

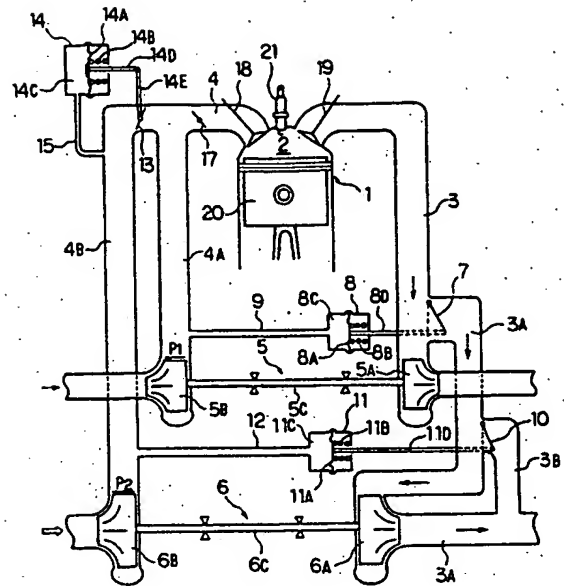
以上説明した通り、この発明によれば合流弁が閉じている状態での第2ターボ過給機の作動時にそのコンプレッサにある程度の空気流量を確保することによりサージを回避するようにしたので、合流弁が開いた当初から第2ターボ過給機による効率の良い過給効果が得られ、従って加速過程でのトルク低下を解消して円滑な運転性を保証できる。

また、同様の理由から第2ターボ過給機、特にそのコンプレッサと機関とのマッチングの自由度が高くなるので、機関に対する要求特性に応じて種々のコンプレッサを適用でき、あるいはコンプレッサの設計が容易になるという利点もある。

図面の簡単な説明

第1図はこの発明の一実施例の概略構成図、第2図はその吸気還流弁に関する他の実施例の概略構成図である。第3図は従来例の概略構成図、第4図はその第2コンプレッサの作動特性を説明す

第3図



るための特性線図である。

1…内燃機関、2…燃焼室、3…排気通路、3A、3B…第1、第2排気バイパス通路、4…吸気通路、4A、4B…第1、第2吸気通路、5…第1ターボ過給機、6…第2ターボ過給機、5A、6A…第1、第2タービン、5B、6B…第1、第2コンプレッサ、7、10…第1、第2排気バイパス弁、8、11…排気バイパス制御用のダイヤフラムアクチュエータ、9、12…同じく圧力通路、13…合流弁、14…合流弁制御用のダイヤフラムアクチュエータ、15…同じく圧力通路、17…吸気絞り弁、30…入口側吸気通路、31…エフフローノータ、32…吸気還流通路、33…吸気還流弁、34…弁シート、35…導入口、37…吸気還流制御用のダイヤフラムアクチュエータ、38…同じく圧力通路。

特許出願人 日産自動車株式会社

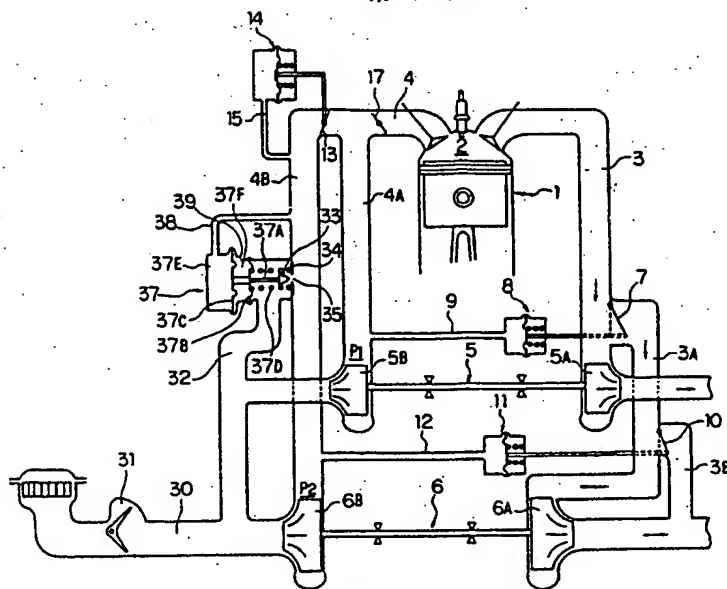
代理人 弁理士

後藤政喜

(外1名)

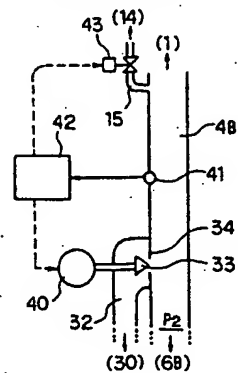


第1図



5…第1ターボ過給機
6…第2ターボ過給機
13…合流弁
32…吸気還流通路
33…吸気還流弁

第2図



第4図

